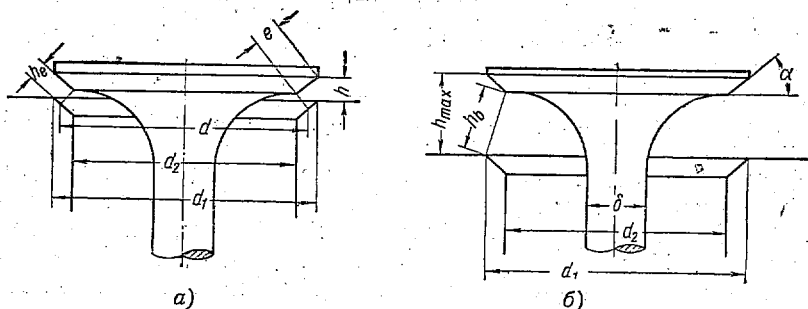


ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 93. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ КЛАПАНА

Основными размерами, которые характеризуют пропускную способность клапана, являются его диаметр d_1 (фиг. 232, а), высота подъема h и угол α уплотняющей фаски. Диаметр и высоту подъема клапана выбирают в зависимости от назначения и характера работы двигателя. Чем больше мощность и число оборотов коленчатого вала хотят получить от двигателя, тем большими делают диаметр и высоту подъема клапана при прочих равных условиях.



Фиг. 232. Схема расчета сечения клапана:

а — высота подъема клапана в данный момент; б — максимальная высота подъема клапана.

Для двигателей гоночных мотоциклов выбирают клапаны наибольшего диаметра, исходя из возможности размещения их в головке цилиндра. Точно так же высота подъема клапанов у двигателей гоночных мотоциклов максимально возможная с учетом действия сил инерции.

У двигателей дорожных мотоциклов размеры клапанов меньше и соответственно меньше число оборотов и мощность, в связи с чем повышаются надежность и срок службы двигателей.

Угол α уплотняющей фаски чаще всего равен 45° и реже 30° . Ширину e фаски делают 1,5—2 мм.

Проходное сечение клапана в любой момент принимают равным боковой поверхности усеченного конуса с образующей h_e и диаметрами оснований d_2 и d .

Длина образующей

$$h_e = h \cos \alpha,$$

где h — высота подъема клапана в данный момент.

Большой диаметр усеченного конуса определяют по формуле

$$d = d_2 + 2h \cos \alpha \sin \alpha.$$

Прходное сечение клапана

$$f_{кл} = \pi h \frac{d_2 + d}{2} \cos \alpha = \pi h (d_2 + h \cos \alpha \sin \alpha) \cos \alpha. \quad (147)$$

Наибольшее проходное сечение часто вычисляют по этой же формуле, заменяя переменное значение h максимальной высотой подъема h_{\max} клапана.

Прходное сечение $f_{кл}$ клапана должно быть равно сечению f_2 канала для прохода газа

$$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi \delta^2}{4},$$

где δ — диаметр стержня клапана.

Если пренебречь величиной $\frac{\pi \delta^2}{4}$, можно написать:

$$f_{кл} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \pi h (d_2 + h \cos \alpha \sin \alpha) \cos \alpha.$$

Пользуясь этой формулой, можно определить высоту подъема h клапана, если известны d_2 и α .

Приведенная формула (147) для определения проходного сечения клапана верна лишь для малой высоты подъема и больших значений ширины e фаски. Как это видно из схемы на фиг. 232, б, при увеличении высоты подъема клапана проходное сечение следует принимать равным поверхности усеченного конуса с образующей h_b и диаметрами оснований d_2 и d_1 .

Образующую определяют по формуле

$$h_b = \sqrt{h_{\max}^2 + e^2 - 2h_{\max}e \sin \alpha},$$

где e — ширина фаски.

Прходное сечение клапана

$$f_{кл} = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \sqrt{h_{\max}^2 + e^2 - 2h_{\max}e \sin \alpha},$$

где

$$d_1 = d_2 + 2e \cos \alpha. \quad (148)$$

Угол α уплотняющей фаски влияет на величину проходного сечения: с уменьшением α увеличивается $f_{кл}$. Например, при $d_2 = 29$ мм, $e = 1,5$ мм, $h_{\max} = 8$ мм и $\alpha = 45^\circ$ проходное сечение будет равно

$$f_{кл} = \pi \frac{2,9 + 2 \cdot 0,15 \cdot \cos 45^\circ + 2,9}{2} \sqrt{0,8^2 + 0,15^2 - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,15 \sin 45^\circ} = 6,6 \text{ см}^2.$$

а при $\alpha = 30^\circ$.

$$f_{кл} = \pi (0,15 \cos 30^\circ + 2,9) \sqrt{0,8^2 + 0,15^2 - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,15 \sin 30^\circ} \approx 7 \text{ см}^2.$$

Таким образом, изменив угол фаски с 45 до 30° , увеличивают проходное сечение приблизительно на 6%.

Сечение клапана проверяют на среднюю скорость проходящих через клапан газов. При определении средней скорости газа предполагают, что объем поступающей в цилиндр горючей смеси равен объему, прошедшему через клапан, а смесь несжимаема. Средняя скорость газов

$$v = \frac{SnD^2}{30d_2^2} \text{ м/сек}, \quad (149)$$

где S — ход поршня в м;

D — диаметр цилиндра в м;

d_2 — диаметр впускного канала в м.

Средняя скорость газов в горловине клапана характеризует наполнение цилиндра. Чем выше скорость, тем больше гидравлические потери при прочих равных условиях и тем меньше наполнение цилиндра. Средняя скорость газов не должна превышать 65—70 м/сек.

§ 94. ВЫБОР ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ. ДИАГРАММА ПОДЪЕМА КЛАПАНА И ВРЕМЯ—СЕЧЕНИЕ

Наполнение цилиндра свежей горючей смесью зависит не только от величины проходного сечения клапана, но и от времени, в течение которого впускной клапан открыт. Как было уже сказано, периоды открытия клапанов, выраженные в углах поворота коленчатого вала, называются фазами газораспределения.

Моменты открытия и закрытия клапанов устанавливают с таким расчетом, чтобы использовать инерцию газов. Чем выше скорости газов, тем больше их инерция и влияние на наполнение и очистку цилиндра. Поэтому становится понятным, что для достижения большого числа оборотов следует применять более широкие фазы газораспределения, но зато при малом числе оборотов широкие фазы будут вредно влиять на очистку и наполнение.

Фазы газораспределения устанавливают в зависимости от назначения двигателя. Двигатели гоночных мотоциклов, рассчитанные для работы на полной мощности и высоких скоростях движения, имеют широкие фазы. У двигателей дорожных мотоциклов, работающих на меньшем числе оборотов; более узкие фазы.

Широкие фазы газораспределения, большие площади сечения и высота подъема клапана еще не обеспечивают хорошее наполнение и очистку цилиндра. Очень важны также скорость подъема и опускания клапана.

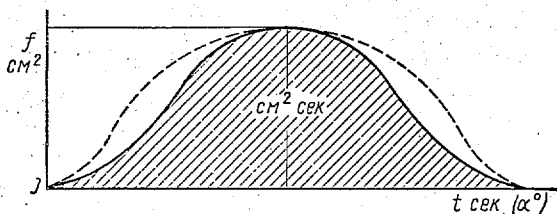
Проходное сечение клапана не остается постоянным, а все время изменяется: увеличивается от нуля до полной величины и затем

уменьшается до нуля. Кривую изменения площади проходного сечения клапана можно построить, откладывая на оси абсцисс время открытия клапана (или пропорциональные этому времени углы поворота коленчатого вала), а по оси ординат — соответствующие площади проходного сечения клапана (фиг. 233).

Площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс, выражает в определенном масштабе величину, которая называется в р е м я — с е ч е н и е к л а п а н а.

Время—сечение наиболее полно характеризует работу клапана, так как оно одновременно учитывает не только размеры проходного сечения, но и продолжительность открытия клапана. Чем больше время—сечение, тем меньше сопротивление газам оказывает клапан и тем больше газов может пройти через клапан за время его открытия.

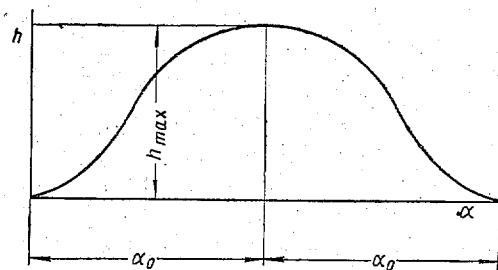
Из диаграммы видно, что время—сечение может быть разным при одинаковых фазах, т. е. при одинаковых продолжительности открытия и максимальном сечении клапана. Более быстрый подъем клапана, изображенный штриховой кривой, дает большее время—сечение, а значит лучшее наполнение.



Фиг. 233. Диаграмма время—сечение.

§ 95. ПРОФИЛИ КУЛАЧКОВ

Время—сечение при прочих равных условиях зависит от кривой изменения высоты подъема клапана (фиг. 234). На графике высоты подъема по оси абсцисс откладывают время в секундах



Фиг. 234. Диаграмма подъема клапана.

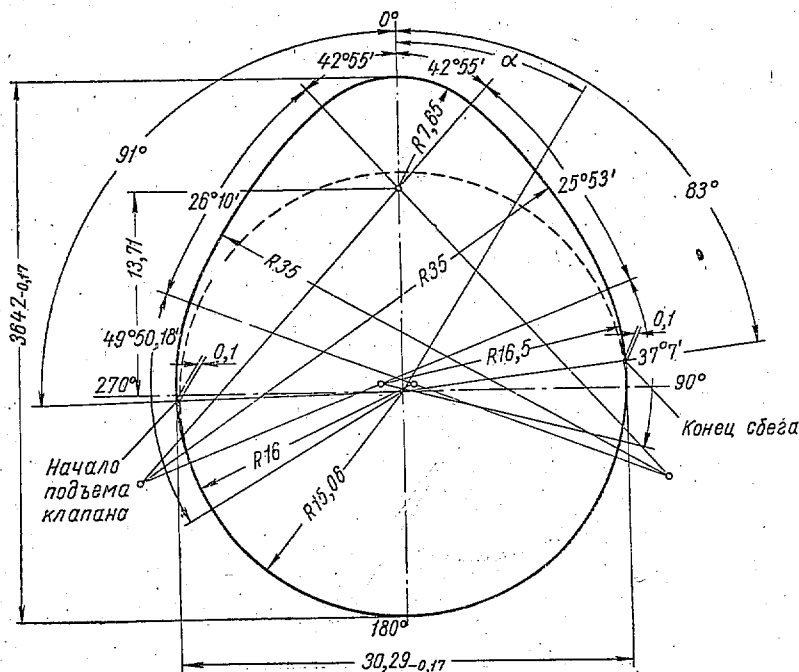
или пропорциональные ему углы поворота коленчатого вала, а по оси ординат — высоту подъема клапана в миллиметрах (или в сантиметрах).

Форма кривой зависит от профиля кулачка распределительного вала. Профиль кулачка должен обеспечивать наибольшее время—сечение.

Идеальным в этом смысле был бы кулачок, который мгновенно поднимал клапан на полную высоту h_{\max} и также опускал его. Тогда диаграммы подъема и время—сечение представляли собой прямоугольник, т. е. фигуру, имеющую максимальную площадь при данных продолжительности и высоте подъема. Однако в этом случае

чтобы толкатель прошел путь, равный зазору в клапанном механизме.

Профиль кулачка образуется сопряженными дугами; в точках их сопряжений можно провести общую касательную, т. е. точка сопряжения и центр двух сопряженных дуг лежат на одной прямой. Руководствуясь этим правилом проводят дугу AD радиусом R из центра O_1 , лежащего на прямой A_0O_1 . Центр O лежит на прямой A_0O_1 , а в точке A_0 сопрягаются дуги радиусов r_0 и R . Радиус R выбирают в пределах $5-10 \cdot h_{\max}$.



Фиг. 236. Кулачок двигателя М-72.

Радиус r_2 и его центр O_2 определяют из условий сопряжения следующим образом: на оси кулачка от начальной окружности откладывают h_{\max} и находят точку C — вершину кулачка. Потом от точки C радиусом R на оси заскают точку F и соединяют ее с центром O_1 . Из точки O_1 проводят линию O_1D под углом φ к линии FO_1 , причем угол φ равен углу OFO_1 . Точка пересечения линии O_1D с осью кулачка, обозначенная O_2 является центром радиуса при вершине кулачка.

На фиг. 236 изображен профиль кулачка двигателя М-72, отличающийся тем, что точка A сопряжения дуг радиусов r_0 и R не лежит на окружности зазоров.

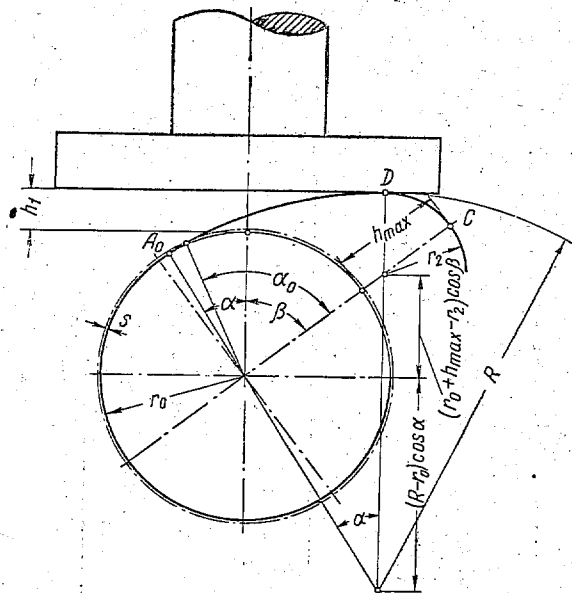
Для изготовления и контроля кулачка, а также динамического расчета механизма газораспределения должны быть известны пути,

скорости и ускорения толкателя по углу поворота кулачка. Для каждого участка профиля, т. е. для дуг A_0D и DC (фиг. 237) пути, скорости и ускорения выражаются различными уравнениями.

На фиг. 237 плоский толкатель касается профиля в точке D перехода с первого участка на второй. Путь толкателя при скольжении по участку A_0D равен

$$h_1 = R - r_0 - (R - r_0) \cos \alpha = (R - r_0) (1 - \cos \alpha), \quad (150)$$

где α — угол поворота кулачка от начала подъема толкателя до любого момента в пределах работы на дуге A_0D .



Фиг. 237. Определение пути толкателя.

Скорость толкателя на первом участке определяют по формуле

$$v_1 = \omega (R - r_0) \sin \alpha, \quad (151)$$

где ω — угловая скорость распределительного вала. Ускорение толкателя

$$j_1 = \omega^2 (R - r_0) \cos \alpha. \quad (152)$$

Путь толкателя при скольжении на участке DC

$$\begin{aligned} h_2 &= r_2 + (r_0 + h_{\max} - r_2) \cos \beta - r_0 = \\ &= h_{\max} \cos \beta + (r_2 - r_0) (1 - \cos \beta), \end{aligned} \quad (153)$$

где $\beta = \alpha_0 - \alpha$.

Скорость и ускорение толкателя на участке DC определяют по формулам

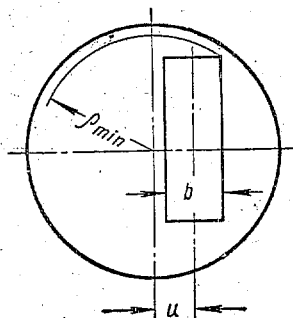
$$v_2 = \omega (r_0 + h_{\max} - r_2) \sin \beta; \quad (154)$$

$$j_2 = -\omega^2 (r_0 + h_{\max} - r_2) \cos \beta. \quad (155)$$

Если ширину кулачка обозначить через b , а его эксцентриситет по отношению к толкателю — через u (фиг. 238), то наименьший радиус тарелки плоского толкателя, теоретически необходимый, чтобы во время работы кулачок касался толкателя по всей ширине, находят по формуле

$$r = \sqrt{\left(\frac{b}{2} + u\right)^2 + (R - r_0)^2 \sin^2 \alpha}, \quad (156)$$

где α — угол поворота кулачка при касании толкателя в точке D (см. фиг. 237).



Фиг. 238. Определение радиуса тарелки толкателя.

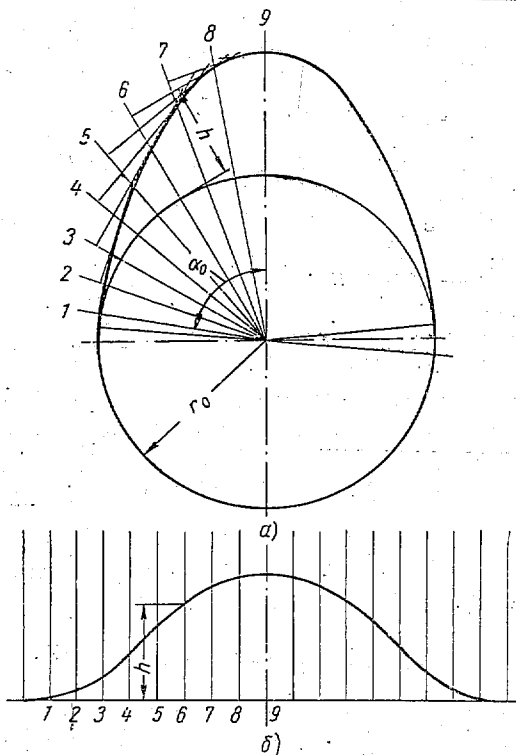
§ 96. ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКОВ

При проектировании механизма газораспределения часто возникает необходимость построить профиль кулачка, имея диаграмму подъема толкателя, в зависимости от угла поворота кулачка.

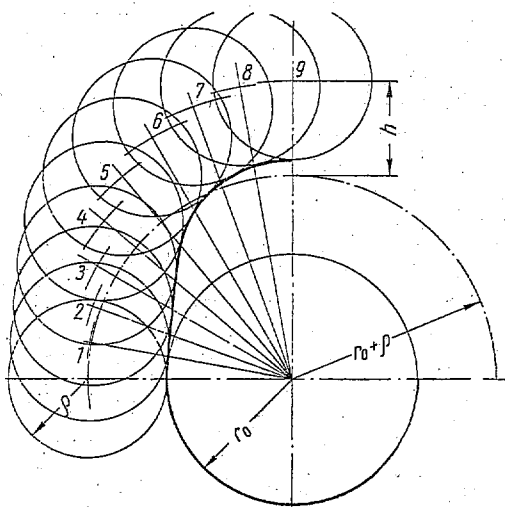
Для этого проводят начальную окружность кулачка радиуса r_0 (фиг. 239), затем от оси кулачка откладывают угол α_0 и делят его на несколько частей, проводя лучи через $3-5^\circ$. На каждом из лучей от начальной окружности откладывают высоту подъема h , соответствующую данному углу α , взяв его из диаграммы подъема. Через полученные точки проводят отрезки прямых, перпендикулярные к лучам. Каждый из этих отрезков определяет одно из положений плоскости тарелки толкателя, а каждый из лучей — взаимное расположение осей толкателя и кулачка. Кривая, огибающая отрезки прямых, является искомым профилем кулачка.

Если применяют толкатель с роликом или с рабочей поверхностью, образованной радиусом, профиль строят следующим образом (фиг. 240): проводят из одного центра окружности радиусом r_0 , затем радиусом $r_0 + \rho$, где ρ — радиус ролика толкателя. После этого наносят ряд лучей и на каждом из них откладывают от окружности радиуса $r_0 + \rho$ ряд значений h , соответствующих значениям угла α поворота кулачка. Каждая из полученных точек является положением центра ролика. Из этих точек, как из центров, проводят ряд окружностей радиусом ρ . Огибающая этих окружностей является искомым профилем кулачка.

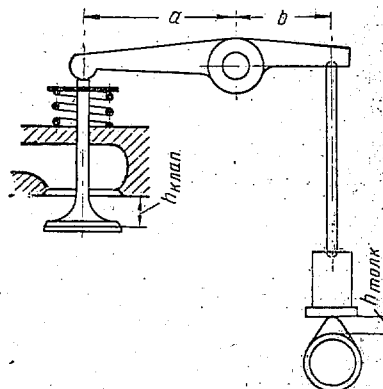
Когда в системе привода к клапану имеется коромысло с неравными плечами (фиг. 241) путь, скорость и ускорение клапана не



Фиг. 239. Графическое построение кулачка для плоского толкателя:
a — профиль кулачка; *b* — диаграмма подъема толкателя.



Фиг. 240. Графическое построение кулачка для толкателя с роликом.



Фиг. 241. Привод с коромыслом, имеющим неравные плечи.

будут равны пути, скорости и ускорению толкателя. Соотношение между этими величинами следующее:

$$h_{\text{клап}} = h_{\text{толк}} \frac{a}{b}; \quad v_{\text{клап}} = v_{\text{толк}} \frac{a}{b};$$

$$j_{\text{клап}} = j_{\text{толк}} \frac{a}{b},$$

где a и b — плечи коромысла.

§ 97. СКОРОСТЬ И УСКОРЕНИЕ КЛАПАНА. СИЛЫ ИНЕРЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДА КЛАПАНА. РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ

На фиг. 242 приведены кривые изменения высоты подъема, скорости и ускорения клапана в зависимости от угла поворота кулачка или пропорционального ему угла поворота коленчатого вала.

В начале подъема (участок I) скорость толкателя и клапана возрастает и ускорение положительно. В начале участка II скорость клапана начинает уменьшаться и ускорение становится отрицательным. На вершине подъема скорость клапана равна нулю, отрицательное ускорение достигает наибольшего значения.

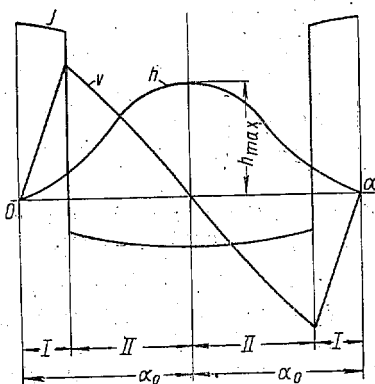
Во время опускания клапана скорость растет по абсолютному значению, но отрицательна, так как изменилось направление его движения на обратное. При переходе на участок I абсолютное значение скорости уменьшается, т. е. ускорение становится положительным.

При больших числах оборотов коленчатого вала современных двигателей ускорение клапанов достигает значительной величины; в результате в деталях механизма газораспределения, которые участвуют в возвратно-поступательном движении, возникают большие силы инерции. Как известно из механики, сила инерции

$$P_j = mj,$$

где m — масса деталей, участвующих в прямолинейном движении; j — ускорение.

Направление сил инерции противоположно направлению ускорения. Поэтому силы инерции в начале подъема и в конце опускания (на участке I) прижимают клапан и толкатель к кулачку. На участке II силы инерции стремятся отбросить толкатель от кулачка.



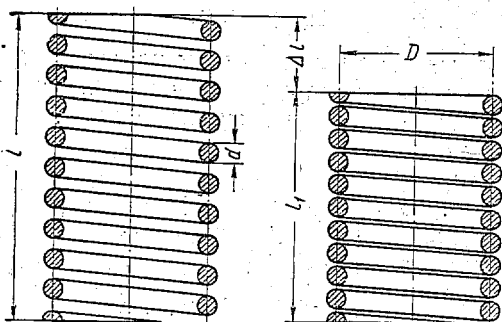
Фиг. 242. Кривые изменения высоты подъема, скорости и ускорения клапана:

I — первый участок; II — второй участок.

Назначение клапанных пружин — прижимать детали привода клапана к кулачку. Поэтому сила, развиваемая пружиной, должна быть больше силы инерции, отрывающей толкатель от кулачка, и обеспечивать некоторый запас (25%) в расчете на неточность изготовления кулачка и пружины. Расчетная сила пружины:

$$P = 1,25 P_j = 1,25 \frac{G_{\text{сум}}}{g} \omega^2 (r_0 + h_{\text{max}} - r_2) \text{ кг}, \quad (157)$$

где $G_{\text{сум}}$ — вес деталей клапанного механизма в кг (при цилиндрической пружине в $G_{\text{сум}}$ включают половину ее веса);
 ω — угловая скорость распределительного вала в *радиан/сек* при максимальном числе оборотов коленчатого вала двигателя без нагрузки;



Фиг. 243. Схема для расчета цилиндрической пружины.

g — ускорение силы тяжести (981 см/сек^2).

Силу, развиваемую цилиндрической пружиной, определяют по формуле (фиг. 243)

$$P = \frac{\Delta l G d^4}{8 D^3 i} \text{ кг}, \quad (158)$$

где Δl — сжатие пружины в *см*;

$$\Delta l = l - l_1,$$

- l — длина пружины в свободном состоянии;
- l_1 — длина пружины при полной высоте подъема клапана;
- G — модуль упругости второго рода для пружинной стали, равный $880\,000 \text{ кг/см}^2$;
- d — диаметр проволоки в *см*;
- D — средний диаметр пружины в *см*;
- i — число рабочих витков.

Напряжение материала пружины

$$\tau_1 = \frac{P 8 D}{\pi d^3} \text{ кг/см}^2. \quad (159)$$

Напряжение не должно превышать 5000 кг/см^2 . Если пружины изготовляют из хромованадиевой проволоки и подвергают дробеструйной обработке, допускаемое напряжение можно повысить до $6000\text{—}6500 \text{ кг/см}^2$.

Ввиду того что клапанная пружина работает при переменных нагрузке и напряжениях, для нее опасны не статические напряжения, а разность между максимальным и минимальным напряжениями цикла, характеризующая усталостную прочность пружины. Кроме того, важно проверить пружину на вибрацию, наступающую при совпадении собственного числа n_c колебаний пружины с числом колебаний, вызываемых работой механизма газораспределения.

Пружины проверяют на вибрацию по формуле

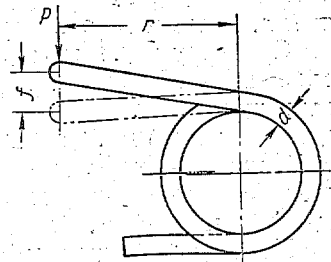
$$n_c = 2\,080\,000 \frac{d}{iD^2} \text{ кол/мин.}$$

Отношение числа n_c собственных колебаний к числу оборотов распределительного вала n_k рекомендуется брать равным, примерно, 10, но не целым числом, чтобы избежать резонанса.

Для шпильчатой пружины, работающей на изгиб, силу подсчитывают по формуле (фиг. 244):

$$P = \frac{\pi f E d^4}{64 l r^2}, \quad (160)$$

- где f — прогиб пружины в см;
 E — модуль упругости первого рода равный 2 200 000 кг/см²;
 d — диаметр проволоки в см;
 l — длина выпрямленной проволоки в см;
 r — плечо пружины в см;
 Напряжение



Фиг. 244. Схема для расчета шпильчатой пружины.

$$\sigma_u = \frac{32Pr}{\pi d^3} \text{ кг/см}^2. \quad (161)$$

Допускаемое напряжение можно принимать в 1,25 раза больше, чем допускаемое напряжение на кручение пружинной проволоки, т. е.

$$[\sigma]_u = 1,25 [\tau] = 1,25 \cdot 5000 = 6250 \text{ кг/см}^2.$$

Если пружины подвергают дробеструйной обработке, то $[\sigma]_u$ можно принимать равным 7000—7500 кг/см².

§ 98. ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Принцип работы четырехтактных двигателей значительно проще, а процессы наполнения и очистки цилиндра более совершенные, чем у двухтактных двигателей. Фазы цикла четырехтактного двигателя не совпадают по времени, и несмотря на некоторое опережение впуска и запаздывание выпуска столкновений и перемешивания свежей смеси и отработавших газов не происходит. Они могут столкнуться только во время перекрытия между опережением впуска и запаздыванием выпуска, которое длится от 50 до 80°, т. е. от 7 до 11% времени цикла, так как полная его продолжительность составляет 720°.

Совершенно иначе этот процесс протекает в двухтактных двигателях, в которых в течение всего периода продувки свежая горючая смесь поступает одновременно с выпуском отработавших газов. Таким образом, в цилиндре одновременно движутся свежая горючая смесь и отработавшие газы на протяжении 120° поворота коленчатого вала при полной продолжительности цикла 360°, т. е. в 4 раза дольше,

чем в четырехтактном двигателе. Фазы перекрывают одна другую: продувка происходит во время выпуска, а всасывание — при окончании сжатия и начале расширения.

Очевидно, что процессы наполнения и очистки цилиндра двухтактных двигателей значительно сложнее, чем в четырехтактных. Рабочий ход в двухтактном двигателе совершается вдвое чаще, чем в четырехтактном двигателе, что дает большие возможности для увеличения литровой мощности двухтактных двигателей. Однако вследствие сложности процессов, происходящих в двухтактных двигателях, значительно затрудняется расчет окон газораспределения.

Существующие методы расчета окон газораспределения очень сложны и основаны на ряде допущений, не отражающих действительных процессов. Усовершенствование двухтактных мотоциклетных двигателей до сих пор шло на основе экспериментальных работ.

При проектировании нового двигателя задаются диаграммой газораспределения по аналогии с существующими и хорошо работающими двигателями.

По заданной диаграмме газораспределения высоту окон определяют по формулам для пути поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала или графически, пользуясь диаграммой Бригса. Положение окон по высоте цилиндра зависит от радиуса r кривошипа (хода поршня), длины L шатуна и расстояния A (см. фиг. 225) от центра поршневого пальца до верхней кромки поршня.

Расстояние от фланца цилиндра до нижней кромки продувочных и выпускных окон обозначим через m . Этот размер находят из равенства

$$m = L + A - r - H - \delta,$$

где H — расстояние от оси коленчатого вала до плоскости установки цилиндра на картере;

δ — толщина прокладки.

Аналогично вычисляют размер n , определяющий положение впускного окна:

$$n = L + r - B - H - \delta.$$

Как указывалось выше, полная высота поршня

$$A + B = S + (3 \div 5) \text{ мм},$$

где S — ход поршня.

Время — сечение окон газораспределения определяется их высотой и шириной и законом изменения пути поршня по углу поворота коленчатого вала. Графически время — сечение выражается площадью диаграммы, у которой по оси абсцисс отложены углы (время), а по оси ординат — высота окна (путь поршня).

Качество процессов наполнения и очистки характеризуется не только фазами и временем—сечением окон, но также направлением и скоростью горючей смеси и отработавших газов в цилиндре. Угол, образованный стенками продувочных каналов и осью сечения цилиндра, их симметрия, расположение окон по окружности, а также степень сжатия в камере сильно влияют на качество продувки и мощность двигателя. Эти размеры подбирают при экспериментальной доводке двигателя.
